

单向阀流路系统自激振荡特性研究

刘 上, 刘红军, 徐浩海, 程亚威, 段 捷, 李春红
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 针对液流试验中出现的单向阀系统自激振荡现象, 建立了描述该系统动态过程的非线性动力学模型。通过数值计算证实了系统在一定条件下出现极限环, 系统是局部稳定, 大范围不稳定, 计算结果与试验相吻合。分析了此系统产生自激振荡的原因、影响因素及抑制措施。

关键词: 单向阀; 非线性系统; 自激振荡; 试验验证; 稳定性

中图分类号: V433-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2011) 03-0001-06

Research of self-oscillation characteristics of check valve flow-path system

LIU Shang, LIU Hong-jun, XU Hao-hai, CHENG Ya-wei, DUAN Jie, LI Chun-hong
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: In order to investigate the self-oscillation phenomenon of the check valve system happening in the hydraulic experiments, a nonlinear dynamics model was established to describe the dynamic process of the system. The limit cycle oscillation was emerged under specified conditions through the simulation tests. It is found by the numerical calculation that the system is local stable but unstable in large scale. The simulation results agree well with the experimental ones. The reasons why the system produces self-oscillation, the influencing factors of self-oscillation and the measures restraining the self-oscillation are analyzed.

Keywords: check valve; nonlinear system; self-oscillation; experiment validation; stability

0 引言

在某次发动机试车中, 由于蒸发器路液氧单向阀前后节流圈流阻很大, 液氧流量大大低于单

向阀额定流量, 实际压降不足以维持阀芯完全打开, 阀芯出现颤振。从而在发生器氧系统引入脉动激励源, 并形成了氧系统-发生器-燃料供应系统的耦合振荡, 发动机结构振动大幅增加, 导致试车中止。试车后分解发现阀芯配合圆柱面及密

收稿日期: 2011-02-26; 修回日期: 2011-04-11

基金项目: 国家航天技术支撑项目

作者简介: 刘上 (1984—), 男, 博士研究生, 研究领域为液体火箭发动机系统

封端面出现严重磨损。

为了验证液氧单向阀流路自激振荡特性,试车后进行了液流模拟试验。在一定进出口压力条件下,复现了液氧单向阀的颤振状态,流路中压力脉动频谱如图 1 所示。且液氧单向阀上的振动远大于导管振动,表明 729 Hz 突频是由液氧单向阀颤振引起,且分解后阀芯配合圆柱面上有明显碰磨痕迹。

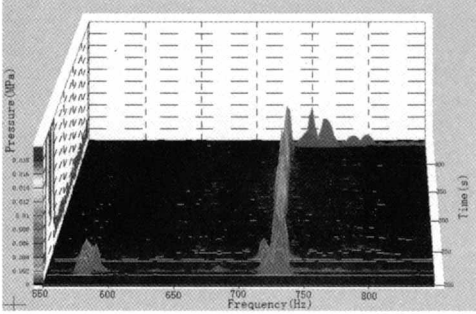


图 1 液流试验中自激振荡频谱图

Fig. 1 Frequency spectrogram of self-oscillation in liquid flow experiment

但在试车和液流试验过程中,单向阀并不是一开始就出现颤振,并且在试验中同样进出口压力条件下,前一次试验中阀芯出现颤振,后一次又有可能不出现。一旦出现颤振,之后能一直维持下去,且单向阀自激振荡频率随进出口压差增大而有一定的降低。为了解释这一复杂的现象,避免试车中类似问题重复出现,有必要深入地分析单向阀出现自激振荡的原因和振荡频率特性。

本文通过对单向阀流路系统建立非线性动力学模型,采用基于数值仿真和非线性动力学理论方法^[1,2],计算分析了液流试验中单向阀流路系统产生自激振荡的特点和条件。

1 数学模型

本文针对图 2 中单向阀液流试验系统建立数学模型,作如下假设:

- 1) 管道与腔道内的流动为一维流动;
- 2) 所有管壁与腔道内壁都为刚性壁面;
- 3) 水中声速为定值;

4) 计算中假设图中流路系统进出口压力 p_{in} 、 p_e 为定值。

流体管路采用分段集中参数动力学模型,为了精确模拟出单向阀出现的中高频激振现象,管路分段长度应满足:

$$l \leq \frac{a}{fn} \approx 200 \text{ mm}$$

并且对阀芯前后腔长度更加细分,以较精确模拟阀芯所受的瞬时压力。

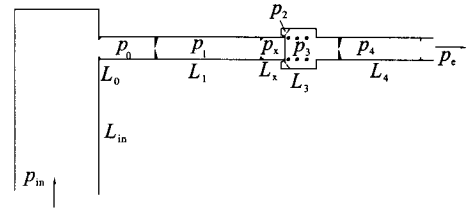


图 2 单向阀流路系统示意图

Fig. 2 Schematic of check valve flow path system

1.1 流体方程

分段建立流体的运动方程和连续方程:

$$J_{in} \frac{dq_{mi}}{dt} = p_{in} - p_0 - \xi_{in} q_{mi}^2$$

$$J_0 \frac{dq_{m0}}{dt} = p_0 - p_1 - \xi_0 q_{m0}^2$$

$$J_1 \frac{dq_{m1}}{dt} = p_1 - p_x - \xi_1 q_{m1}^2$$

$$J_x \frac{dq_{mx}}{dt} = p_x - p_3 - (\xi_x + \xi_2) q_{mx}^2$$

$$p_2 = p + \xi_2 q_{mx}^2$$

$$J_3 \frac{dq_{m3}}{dt} = p_3 - p_4 - \xi_3 q_{m3}^2$$

$$J_4 \frac{dq_{m4}}{dt} = p_4 - p_e - \xi_4 q_{m4}^2$$

$$C_0 \frac{dp_0}{dt} = q_{mi} - q_{m0}$$

$$C_1 \frac{dp_1}{dt} = q_{m0} - q_{m1}$$

$$C_x \frac{dp_x}{dt} = q_{m1} - q_{mx}$$

$$C_3 \frac{dp_3}{dt} = q_{mx} - q_{m3}$$

$$C_4 \frac{dp_4}{dt} = q_{m3} - q_{m4}$$

式中: p_0, p_1, p_x, p_2, p_3 及 p_4 为图2中各腔段内压力; $\xi_{in}, \xi_0, \xi_1, \xi_x, \xi_2, \xi_3$ 及 ξ_4 为各腔后部局部流阻系数; $J_{in}, J_0, J_1, J_x, J_3$ 及 J_4 为各腔段的惯性系数; C_0, C_1, C_x, C_3 及 C_4 为各腔段流容系数; $q_{m1}, q_{m0}, q_{m1}, q_{mx}, q_{m3}$ 及 q_{m4} 为流出对应各腔段的质量流量。

其中

$$\xi_x = \frac{1}{2\rho(\mu A_x)^2}, A_x = \pi d_1 x$$

式中: μ 节流口处流量系数; d_1 阀座通道内径。

阀芯运动方程:

$$\frac{dx}{dt} = v$$

$$m \frac{dv}{dt} = -F_0 - kx + p_x A_1 + p_2 (A_3 - A_1) - p_3 A_3 - fv - F_s \text{sign}(v) + F_s + F_i$$

式中: x, v 及 m 为阀芯开度 (0~3 mm)、阀芯速度、阀芯和弹簧折算质量; F_0, k 分别为弹簧预紧力和弹簧刚度; A_1, A_3 为阀芯前和后压力作用面积; f 为阀芯导向面间间隙粘性摩擦力系数, 按层流粘性力计算; F_f 为干摩擦力, 取弹簧初装力的1.4%; F_s, F_i 分别为稳态和瞬态液动力。

1.2 液动力计算

流体介质通过阀芯时, 由于流速的大小和方向均发生变化, 因对阀芯施加一个反作用力, 即为作用在阀芯上的液动力, 包括稳态液动力和瞬态液动力^[3-4]。节流口处流动介质静压力的降低是形成稳态液动力的主要原因。根据此单向阀的结构, 其方向为指向阀芯关闭, 与流动方向相反, 有:

$$F_s = -\frac{1}{2} \rho v_x^2 A_s = -\frac{q_{mx}^2}{2\rho A_x} A_s$$

式中: v_x 为节流口处的流速; A_x 为流通面积; A_s 为环形密封面积。

瞬态液动力是由于阀芯开启或关闭流体产生加速或减速, 而造成对阀芯附加的反作用力, 其方向与阀腔内液流加速度方向相反。根据阀芯开

度增大, 流体加速, 故可判断此单向阀瞬态液动力方向与阀芯运动方向相反。有:

$$F_i = -L \frac{dq_{mx}}{dt}$$

式中: L 为液动力阻尼长度, 可取为计算 q_{mx} 变化率的惯性长度。

1.3 动态仿真的计算方法

单向阀流路系统动态数学模型由一组非线性微分、代数方程组成, 采用欧拉预估校正法求解。由于阀芯开度 x 趋于0时 (即阀芯趋于关闭状态), ξ_x 趋于无穷, 为了保证计算精度, 取时间步长 $\Delta t = 10^{-7}$ s, 且在计算中当 $x \leq 10^{-3}$ mm 时, 即可认为到达零开度 (阀芯为关闭状态) 对应位置^[5], 若此时 $v < 0$, 强制设置为 $x = 10^{-3}$ mm, $v = 0$ 。同理当 $x \geq 3$ mm, 则达到全开度对应位置, 阀芯完全打开, 若此时 $v > 0$, 强制设为 $x = 3$ mm, $v = 0$ 。

2 试验验证及结果分析

2.1 试验验证

采用液流试验出现 729 Hz 激振时的进出口压力, $p_{in} = 13.62$ MPa, $p_e = 2.2$ MPa。各状态变量初始值设置为: 阀芯关闭处于零开度, $v = 0$, 节流口前压力都为入口压力, 节流口后压力均为出口压力, 流量都为0, 以模拟阀芯瞬间开启过程。图3~图5为在此条件下阀芯开度与速度的相图, 以及系统各状态参数随时间的变化。从图中明显可以看出在阀芯开启之后系统各参数进入了一个稳定的等幅振荡状态, 在阀芯运动状态相图中形成了闭合的极限环。求得极限环频率为 722.6 Hz, 与试验测量值 729 Hz 相比误差为 0.9%, 计算结果较好地反映了单向阀流路系统的振荡特性。相图上显示阀芯到达零开度对应位置之前时刻 $v < 0$, 说明阀芯与阀座在该处发生碰撞 (碰撞前阀芯速度绝对值为 0.71 m/s), 这与试验后单向阀阀芯密封面上有碰磨痕迹相吻合。

从各状态参数随时间的变化可以看出, 阀芯前段的压力 p_x 和流量 q_{mx} 振荡幅度较大。在阀芯趋于关闭时, p_x 急剧升高, q_{mx} 急剧降低, 接近于

0, 随着阀芯的再次打开, p_x 迅速降低、 q_{m3} 迅速增大, 阀芯后段压力 p_3 、流量 q_{m3} 在很短的时滞之后达到最小值之后 p_3 再迅速升高。在距离阀芯较远处的一道节流圈前段压力 p_0 的振荡幅值相对要小得多, 说明在仿真计算中将更远离单向阀的系统进出口压力设置为常值是合适的, 能够反映出此流路的自激振荡特性。

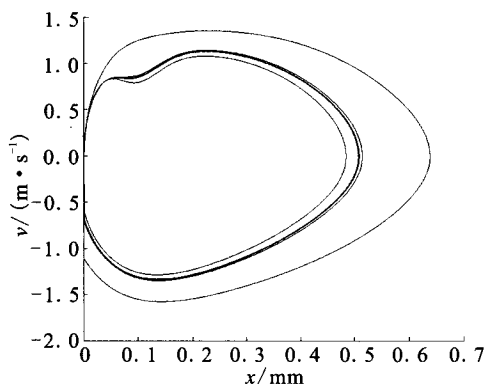


图3 阀芯运动相图

Fig. 3 Phase portrait for valve core movement

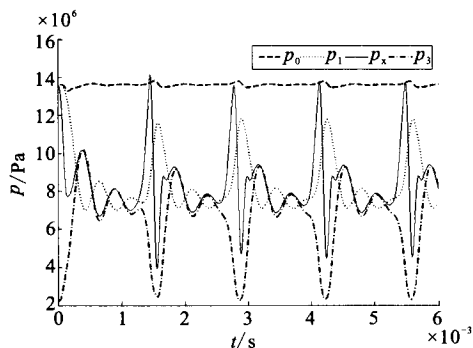


图4 压力时域变化

Fig. 4 Pressure variation with time

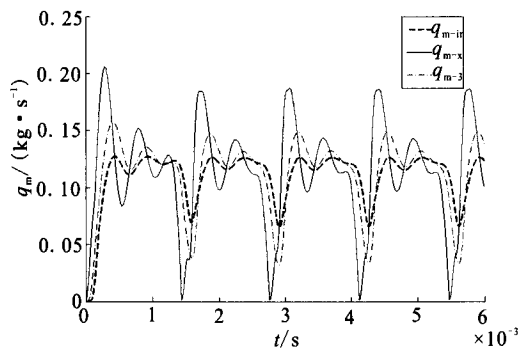


图5 流量时域变化

Fig. 5 Flow rate variation with time

将稳定振荡阶段的 p_0 脉动计算值进行傅里叶变换, 线性分频后如图6。从频谱图中可见, 除了有 722.6 Hz 的基频, 还有 1445.3 Hz、2168.0 Hz、2890.6 Hz 的 2 倍、3 倍、4 倍频及更高倍频分量, 这是因为强非线性系统的周期解脉动波形畸变严重, 对其线性分频后, 自然产生多个倍频分量。在氧主导管处的脉动压力试验频谱图如图7, 可见也有显著的 729.0 Hz 基频和 1457.8 Hz、2185.0 Hz 的 2 倍、3 倍频分量, 因为试验采样频率为 5.12 KHz, 未能表示出更高倍频的分量。由于数值计算中 p_0 处检测点位于氧主导管后端, 更靠近单向阀, 其压力脉动幅值高于在氧主导管处的测量值, 但两者的频率特征相吻合。

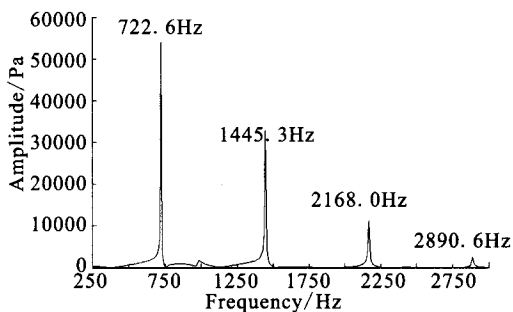


图6 p_0 处压力脉动幅频特性

Fig. 6 Amplitude-frequency characteristics at p_0

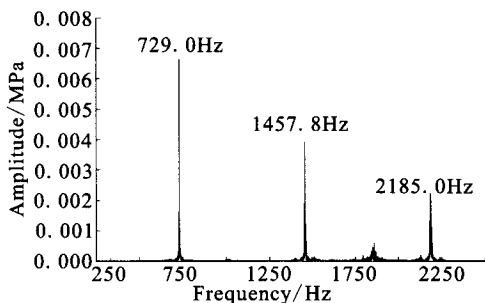


图7 氧主导管处压力脉动试验频谱图

Fig. 7 Frequency spectrogram of pressure fluctuation at oxygen major duct

2.2 稳定性分析

当把系统初值点设置在平衡点附近时, 在上述相同的仿真条件下, 结果如图8。阀芯开度最终稳定到 0.1506 mm 处, 阀芯速度为 0, 各处流量均为 0.1145 kg/s, 这也与试验中此条件下测量

平均流量约 0.12 kg/s 吻合。系统在平衡点附近是局部稳定的, 而前文的仿真结果表明, 系统初值远离平衡点时, 系统是不稳定的, 并且在不同的初值下计算, 系统都进入同一极限环, 维持相同的频率、幅值。这说明在系统平衡点周围存在一个局部吸引域, 系统在这个吸引域内扰动时, 系统能很快地稳定, 阀芯就不会颤振, 当扰动超过这个吸引域, 系统进入极限环的吸引域, 阀芯产生了周期性的颤振, 在管路中形成了稳定周期性的压力波动。这就是非线性系统局部稳定, 大范围不稳定的典型性质^[6]。

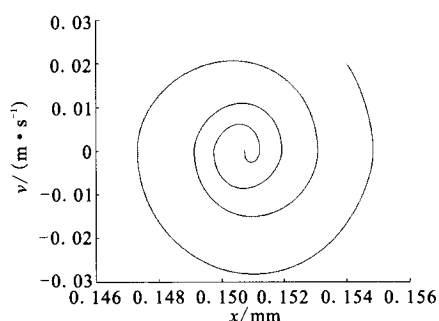


图 8 阀芯局部稳定的相图

Fig. 8 Phase portrait for local stability of valve core

可以解释试验中在同样进出口压力条件下, 阀芯既有可能颤振, 又有可能不出现颤振的现象。若前时刻系统状态处于当前条件下的平衡点吸引域内, 则阀芯不会出现颤振, 若前时刻系统状态与当前条件下平衡点相差较远, 则会出现自激振荡, 且一旦出现就能一直维持下去。

2.3 影响因素分析

在计算中比较了不同进出口压力条件下的阀芯颤振极限环, 如图 9 所示。随进出口压差的增大, 极限环也增大, 表明振荡的幅值增大, 阀芯与阀座的碰撞速度绝对值也增大, 这也与试车中在更高压差下阀芯密封端面碰磨得更严重相符。

在以往的试车中, 由于单向阀前后节流圈的流阻系数较小, 通过单向阀的流量较大, 历次都没有出现激振现象。仿真计算中改到大流量状态, 在 $p_{in}=18.92$ MPa, $p_e=3.35$ MPa 的条件下, 初始值设置为远离平衡点的极端关闭状态, 即阀芯关闭, $v=0$, 节流口前压力为入口压力, 节流

口后压力均为出口压力, 流量为 0。结果如图 10, 系统最终被吸引到平衡点上, 阀芯开度稳定在 1.25 mm 处。虽然仿真结果表明此条件下单向阀并没有完全打开, 但在较大的流量下, 系统是大范围稳定的。说明随着流量的增大, 单向阀流路系统由平衡点邻域小范围稳定变为大范围稳定, 乃至全局稳定。

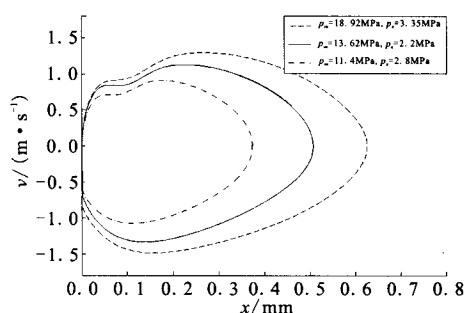


图 9 不同进出口压力下的阀芯运动极限环

Fig. 9 Limit cycles of valve core motion under difference inlet/outlet pressure

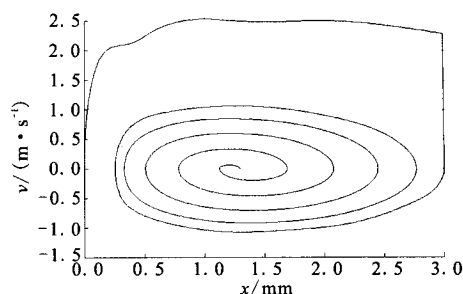


图 10 大流量下阀芯稳定相图

Fig. 10 Phase portrait for valve core stability under big flow rate

为了适应今后试车中氧单向阀流路的小流量状态, 避免系统出现激振, 需对单向阀采取一定的改进措施, 其中之一为将阀芯小孔直径减小一半, 以增大单向阀阀芯处的流阻系数。在此通过仿真验证措施的可靠性, 在 $p_{in}=13.62$ MPa, $p_e=2.2$ MPa 的压差下, 初始值为极端关闭状态, 仿真结果如图 11, 表明在约 1 ms 内阀芯完全打开, 并压在最大行程处, 各处流量、压力均很快稳定。系统是全局稳定的, 这也与单向阀改进后的液流试验结果及试车结果一致, 阀芯能维持完全打开状态。

(下转第 17 页)

参考文献:

- [1] FRY R S. A century of ramjet propulsion technology evolution [J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(1): 27-58.
- [2] 郑日恒. 冲压发动机技术的发展动向与评论[R]. 飞航导弹, 2004 (1): 44-48.
- [3] 刘兴洲. 飞航导弹动力装置(上册)[M]. 北京: 宇航出版社. 1992.
- [4] MURTHY T K S. Computational methods in hypersonic aerodynamics [M]. Dordrecht, Netherlands: Kluwer Academic Publishers, 1991.
- [5] 王妮, 谷良贤. 固体火箭冲压发动机性能快速预估算法[J]. 固体火箭技术, 2008, 31(1): 52-54.
- [6] 赵建民, 夏智勋, 郭健, 等. 基于全模式遗传算法的导弹/固体冲压发动机一体化优化 [J]. 固体火箭技术, 2005, 28(1): 1-4.
- [7] 梁俊龙, 吴宝元, 李斌. 几何结构可调的亚燃冲压发动机性能研究[J]. 火箭推进, 2010, 36(2): 1-4.
- [8] BEUCHAT P N. The effects of intake modification on a ramjet engine [D]. Australia: Department of Mechanical Engineering, University of Melbourne, 2010.
- [9] YUNGSTER S, SURESH A, STEWART M E M, et al. A study of ram combustor performance using 1D and 3D numerical simulations, AIAA 2005-430[R]. USA: AIAA, 2005.
- [10] 黄日鑫, 谭永华. 亚燃冲压发动机燃烧室燃油浓度分布预测[J]. 火箭推进, 2008, 34(4): 17-21.

(编辑: 马 杰)

(上接第 5 页)

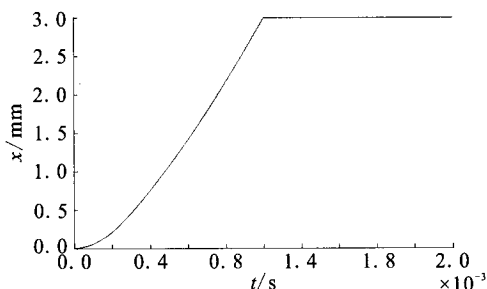


图 11 阀芯完全打开

Fig. 11 Curve when valve core is completely opened

3 结论

1) 对于单向阀流路系统, 本文所建立的动力学模型和采用的非线性系统分析方法, 可以较为准确的描述其自激振荡特征与规律。

2) 小流量状态下单向阀阀芯颤振具有平衡点局部稳定、大范围不稳定的非线性特点。

3) 加大流量或者增大单向阀阀芯流阻, 可以提高系统稳定性, 实现全局稳定。

参考文献:

- [1] 王听. 流量调节器动态特性研究[J]. 火箭推进, 2004, 30(2): 19-24.
- [2] 荆崇波, 吴维. 单活塞液压自由活塞发动机活塞振动特性研究[J]. 北京理工大学学报, 2009, 29(4): 304-308.
- [3] 尤裕荣. 逆向卸荷式气体减压阀的动态特性仿真[J]. 火箭推进, 2006, 32(3): 24-30.
- [4] 周盛. 液压自由活塞发动机运动特性及其数字阀研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2006.
- [5] 赖林, 李清廉, 周进. 大流量气体减压器振动问题研究[J]. 国防科技大学学报, 2009, 34(2): 1-4.
- [6] HIRSCH M W, SMALE S. Differential equations, dynamical systems & an introduction to chaos 2nd ed [M]. 北京: 世界图书出版公司(影印), 2009.

(编辑: 马 杰)